

положение точки отрыва оказывает влияние на распределение давления в донной части цилиндра и на интегральные аэродинамические характеристики. Применение модели перехода позволяет адекватно воспроизвести ламинарный отрыв вблизи передней кромки профиля с последующим его присоединением. Применение одной только модели Spalart-Allmaras приводит к излишней генерации турбулентной вязкости. Показано, что применение $\gamma-Re_\theta$ модели ламинарно-турбулентного перехода качественно и количественно улучшает результаты численного моделирования. Полученные результаты численного моделирования обтекания кругового цилиндра и аэродинамического профиля NASA 4412 хорошо согласуются с экспериментальными данными в широком диапазоне чисел Рейнольдса.

Бібліографічні посилання

1. Шлихтинг, Г. Теория пограничного слоя [Текст] / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1974. – 712 с.
2. Menter, F. R. Transition Modelling for General Purpose CFD Codes [Текст] / F. R. Menter, R. B. Langtry, S. Völker // *Journal Numerical Mathematics*. – 2006. – Vol. 4. – P. 277–303.
3. Menter, F. R. Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows [Текст] / F. R. Menter // *Journal Numerical Mathematics*. – 1993. – Vol. 2. – P. 117–124.
4. Rogers, S. An upwind differencing scheme for the incompressible Navier-Stokes equations [Текст] / S. Rogers, D. Kwak // *Journal Numerical Mathematics*. – 1991. – Vol. 8. – P. 43–64.
5. Spalart, P. R. A one-equation turbulence model for aerodynamic flow [Текст] / P. R. Spalart, S. R. Allmaras // *AIAA Paper*. – 1992. – Vol. 12, № 1. – P. 439–478.
6. Wadcock, A. J. Investigation of low-speed turbulent separated flow around airfoils / A. J. Wadcock // *NASA-CR-177450*. – 1987. – P. 66.

Надійшла до редколегії 18.10.2019

УДК 621.57.048

Anatoly P. Lukisha

Institute of Geotechnical Mechanics named by N.S. Poljakov of the National Academy of Sciences of Ukraine

THE RECALCULATING TECHNIQUE THE HEAT-HYDRAULIC CHARACTERISTICS OF DIRECT-FLOW CYLINDRICAL STEAM GENERATORS OPERATING ON A FREON COOLANT, WITH THE BOUNDARY CONDITIONS OF THE SECOND KIND FOR THE BOUNDARY CONDITIONS OF THE FIRST KIND

The article is devoted to the development of a method for recalculating the thermal-hydraulic characteristics of direct-flow cylindrical steam-generating channels operating on a Freon coolant from the boundary conditions of the second kind for the boundary conditions of the first kind. The need for the development of such recalculation procedure is due to the presence in the literature of calculated dependences describing the heat transfer during evaporation of the coolant in porous channel for boundary conditions of the second kind, while the practical plan problems are often conditioned by other boundary conditions, in particular boundary conditions of the first kind.

© Anatoly P. Lukisha, 2019

To clarify the essence of the recalculating method, the article briefly summarizes the calculated dependencies for computation of heat transfer and pressure drop in steam generating smooth-walled channels operating on a Freon heat carrier. The proposed method of recalculation is based on the use of the method of successive approximations when calculating the total amount of heat that is necessary for the phase transition process of evaporation. The final goal of the recalculation technique was to create a program for calculating the heat-hydraulic efficiency of direct-flow cylindrical steam generators operating on a Freon coolant. The proposed recalculation technique makes it possible to calculate in such steam generators for boundary conditions of the first kind next thermal-hydraulic characteristics: the channel length necessary for complete evaporation of the heat carrier; power required for pumping the coolant and the total amount of heat transferred to the coolant during the evaporation process.

Keywords: direct-flow cylindrical steam generators operating on a Freon coolant, recalculation of thermo-hydraulic characteristics from boundary conditions of the second kind for boundary conditions of the first kind; channel length required for complete evaporation of the coolant; the total amount of heat transferred to the coolant during the evaporation process; power required for pumping the coolant.

Стаття присвячена розробці методу перерахунку теплогідравлічних характеристик прямоточних циліндричних парогенеруючих каналів, що працюють на фреоновому теплоносії, з граничних умов другого роду на граничні умови першого роду. Необхідність розробки даної методики обумовлена наявністю в літературі розрахункових залежностей, що описують теплообмін при випаровуванні теплоносія в пористих каналах для граничних умов другого роду, в той час, як завдання практичного плану часто обумовлені іншими граничними умовами, зокрема, граничними умовами першого роду. Для пояснення суті методу перерахунку в статті коротко наведені розрахункові залежності для обчислення теплообміну і перепаду тиску в гладкостінних парогенеруючих каналах, які працюють на фреоновому теплоносії. Пропонований спосіб перерахунку засновано на використанні методу послідовних наближень при обчисленні загальної кількості тепла, що поглинається теплоносієм в процесі фазового переходу випаровування. Кінцевою метою методики перерахунку було створення програми по обчисленню теплогідравлічної ефективності прямоточних циліндричних парогенераторів, що працюють на фреоновому теплоносії. Пропонована методика перерахунку дозволяє обчислювати в даних парогенераторах для граничних умов першого роду такі теплогідравлічні характеристики, як довжина каналу, необхідна для повного випаровування теплоносія; потужність, необхідна для прокачування теплоносія і загальна кількість тепла, що передається теплоносію в процесі випаровування.

Ключові слова: прямоточні циліндричні парогенератори на фреоновому теплоносії, перерахунок теплогідравлічних характеристик з граничних умов другого роду на граничні умови першого роду; довжина каналу, необхідна для повного випаровування теплоносія; загальна кількість тепла, що передається теплоносію в процесі випаровування; потужність, що витрачається на прокачування теплоносія.

Статья посвящена разработке метода пересчёта теплогидравлических характеристик прямоточных цилиндрических парогенерирующих каналов, работающих на фреоновом теплоносителе, с граничных условий второго рода на граничные условия первого рода. Необходимость разработки данной методики обусловлена наличием в литературе расчётных зависимостей, описывающих теплообмен при испарении теплоносителя в пористых каналах для граничных условий второго рода, в то время как задачи практического плана часто обусловлены другими граничными условиями, в частности, граничными условиями первого рода. Для пояснения сути метода пересчёта в статье кратко приведены расчётные зависимости для вычисления теплообмена и перепада давления в гладкостенных парогенерирующих каналах, работающих на фреоновом теплоносителе. Предлагаемый способ пересчёта основан на использовании метода последовательных приближений при вычислении полного количества тепла, поглощаемого теплоносителем в процессе фазового перехода испарения. Конечной целью методики пересчёта являлось создание программы по вычислению теплогидравлической эффективности прямоточных цилиндрических парогенераторов, работающих на фреоновом теплоносителе. Предлагаемая методика пересчёта позволяет вычислять в данных парогенераторах для граничных условий первого рода такие теплогидравлические характеристики, как длина канала, необходимая для полного испарения теплоносителя; мощность, необходимая для прокачки теплоносителя и полное количество тепла, передаваемое теплоносителю в процессе испарения.

Ключевые слова: прямоточные цилиндрические парогенераторы на фреоновом теплоносителе; пересчёт теплогидравлических характеристик с граничных условий второго рода на граничные условия

первого рода; длина канала, необходимая для полного испарения теплоносителя; полное количество тепла, передаваемое теплоносителю в процессе испарения; мощность, затрачиваемая на прокачку теплоносителя.

Introduction. An important problem in modern conditions of industrial development is the issue of conservation of energy resources. One of the ways to solve this problem is to create energy-efficient refrigeration and air-conditioning equipment using porous evaporative channels.

When creating methods for calculating the thermal characteristics of tubular Freon evaporators of refrigerating machines, the boundary conditions of the second kind were usually used, i.e. the constant value of the specific heat flux on the channel wall was set. However, to obtain a positive energy effect when using heat transfer intensifiers in the evaporators of refrigerating machines is possible only under boundary conditions of the 1st or 3rd kind. To do this, we consider the method of recalculating the thermal-hydraulic characteristics of smooth-wall tubular Freon evaporators from the boundary conditions of the 2nd kind for the boundary conditions of the 1st kind. Before set out the recalculation methodology, let present the calculated dependencies for describing the thermal and hydraulic

Heat transfer in a cylindrical smooth-wall channel. According to [1], the average heat transfer coefficient during boiling of Freon in the channels can be calculated using the formula by Bogdanov S.N. :

$$\alpha = Aq^{0,6} (wp)^{0,2} d_{in}^{-0,2}, \tag{1}$$

where α [kW/m²K], q [kW/m²]; pw is the specific mass flow rate of the cooler [kg/m²s]; d_{in} – internal diameter of the channel, [m].

To calculate the coefficient A , depending on the type of Freon and boiling temperature, the following reference table is recommended in [1]:

Table 1

Data for calculate the coefficient A[1]

Refrigerant	Boiling temperature t_0 , °C				
	-30	-10	0	10	30
R11	0,0208	0,0300	0,0341	0,0382	0,0498
R142	0,0372	0,0461	0,0514	0,0568	0,0710
R12	0,0536	0,0659	0,0719	0,0776	0,0928
R22	0,0599	0,0738	0,0833	0,0928	0,1170

Here R11, R142, R12, R22 are respectively the names of the refrigerants Freon 11, Freon 142, Freon 12, Freon 22.

Formula (1) takes into account the various flow regimes that occur when the vapour content varies along the length of the evaporator from $x = 0$ to $x = 1$. The range of application of the formula (1) is: $q = 0.6 \div 25$ kW/m²; $wp = 50 \div 600$ kg / m² s.

Calculation of pressure drop during the evaporation of Freon in a cylindrical smooth-walled channel. When Freon is evaporated in a cylindrical smooth-wall channel, the pressure drop is calculated, according to [1], using the simplified Bo-Pierre equation to completely evaporate the refrigerant:

$$\Delta P^{(0)} = f v'' \cdot x_{av} (1 / d_{in}) (\rho w)^2, \quad (2)$$

where $\Delta P^{(0)}$ [kPa], f is the coefficient of full hydraulic resistance, taking into account friction losses, acceleration and flow turns. For pure refrigerant $f = 1,5 \cdot 10^{-5}$, and in the presence of oil $f = 3,5 \cdot 10^{-5}$; v'' is the specific volume of the refrigerant saturated steam, m^3/kg ; x_{av} – the average steam content. Since the calculation assumes the complete evaporation of Freon, we take $x_{av} = 0.5$.

Calculation scheme for computation the thermo-physical and hydraulic characteristics of a Freon direct-flow evaporator for the boundary conditions of the 1st kind. Consider the calculation procedure for a smooth-wall direct-flow steam generator with Freon coolant. Since for this case in the literature is specified the coefficient of heat transfer, which is average over the length of the evaporation zone, so the order of calculation such quantities as the channel length required for evaporation of the heat carrier; the amount of heat necessary for evaporation phase transition and the pressure drop required for pumping the coolant will look like this:

1. From the working range of heat flux values used in formula (1) $q = 0.6 \div 25 \text{ kW/m}^2$,

we choose the average value for the zero step of iteration $q_{av}^{(0)} = \frac{q_{min}^{(0)} + q_{max}^{(0)}}{2} \approx 12 \text{ kW/m}^2$.

Here, the superscript (0) indicates the iteration step.

2. We calculate the average heat transfer coefficient along the length of the evaporator, using the formula

$$\alpha_{av}^{(0)} = A q_{av}^{(0)} (w p)^{0,2} d_{in}^{-0,2}, \quad (3)$$

or, considering that

$$w p = \left(\frac{Re_0 \mu}{d} \right), \quad (4)$$

we get

$$\alpha_{av}^{(0)} = A q_{av}^{(0)} \left(\frac{Re_0 \mu}{d} \right)^{0,2} d^{0,2}. \quad (5)$$

Since the channel wall thickness is neglected during the calculations, we accept $d_{in} = d$. The value A at the zero step of iteration is calculated based on the value of the saturation temperature of the coolant t_0 at the inlet to the channel. The value of the dynamic viscosity μ at the zero iteration step is found from values of temperature and pressure of the coolant on the saturation line at the inlet to the channel (t_0, P_0).

3. Based on the average value of the specific heat flow $q_{av}^{(0)}$ adopted at the zero step of iteration, we calculate the length of the smooth-wall evaporator tube from the following relations:

$$Q^{(0)} = q_{av}^{(0)} \cdot \pi d l^{(0)}; \quad (6)$$

$$Q^{(0)} = \dot{m} r; \quad (7)$$

$$I^{(0)} = \frac{Q^{(0)}}{\pi d q_{av}^{(0)}} = \frac{\dot{m} \cdot r}{\pi d q_{av}^{(0)}}. \quad (8)$$

Since $\dot{m} = \rho w F_{\text{cross section}} = \rho w \cdot \frac{\pi d^2}{4}$ and taking into account (4), we obtain:

$$\dot{m} = \left(\frac{Re_0 \mu}{d} \right) \cdot \frac{\pi d^2}{4}; \quad (9)$$

$$I^{(0)} = \frac{Re_0 \mu_0 r}{4 q_{av}^0}. \quad (10)$$

Here \dot{m} – is the mass flow rate of the coolant, kg/s; r – is the specific heat of vaporization, J/kg.

4. According to the simplified Bo-Pierre equation [1], [2], we calculate the pressure drop for complete evaporation of the coolant:

$$\Delta P^{(0)} = f v'' \cdot x_{av} (l/d) (\rho w)^2 \quad (11)$$

The value of the parameter f , according to the data of [4], for pure Freon, without oil, is assumed to be $f = 1,5 \cdot 10^{-5}$. The value of $v'' = (1/\rho'')$ – is the specific volume of steam on the saturation line, so we take it at temperature and pressure at the inlet to the channel. The value of the average steam content along the channel length (determined from the mass flow rate) is taken equal to $x_{av} = 0,5$.

5. We calculate the pressure at the exit of the channel at the zero step of iteration:

$$P_{(s)2}^{(0)} = P_0 - \Delta P^{(0)} \quad (12)$$

The subscript (2) refers to the output section.

6. Based on the pressure value $P_{(s)2}^{(0)}$, we determine the saturation temperature in the output section at the zero step of iteration:

$$T_{(s)2}^0 = f(P_{(s)2}^0) \quad (13)$$

For this, for example, reference data [3] can be used.

7. We calculate the average temperature head on the basis of the values of the temperature heads at the inlet and at the outlet of the steam generating channel:

$$\Delta t_1^{(0)} = t_w - t_0; \quad \Delta t_2^{(0)} = t_w - T_{(s)2}^{(0)}; \quad \Delta t_{av}^0 = \frac{\Delta t_1^{(0)} + \Delta t_2^{(0)}}{2} \quad (14)$$

The subscripts 1 and 2 refers respectively to the input and output sections.

8. We determine the value of the average specific heat flux at the zero step of iteration, based on the average temperature difference at the zero step of iteration $\Delta t_{av}^{(0)}$:

$$q_{av}^{(0-1)} = \alpha_{av}^{(0)} \cdot \Delta t_{av}^{(0)} \quad (15)$$

9. We find the total amount of heat perceived by the channel based on the average specific heat flux $q_{av}^{(0-1)}$ and the length of the channel $l^{(0)}$ that were obtained at the zero step of iteration:

$$Q^{(0-1)} = q_{av}^{(0-1)} \cdot \pi d l^{(0)} \quad (16)$$

10. We compare the value of $Q_{av}^{(0-1)}$ with the value of $Q_{av}^{(0)}$ and we calculate the value of the relative error of mismatch:

$$\Delta^{(0)} = \frac{Q^{(0-1)} - Q^{(0)}}{Q^{(0-1)}} \cdot 100 \% \quad (17)$$

11. If the value $\Delta^{(0)} \leq 1 \%$, so we consider that there are already detected next required quantities: the length of the smooth-wall steam-generating channel l_{sm} , the average specific heat flow q_{av} and the pressure drop ΔP .

12. If the value $\Delta^{(0)} > 1\%$, so in this case we take

$$q_{av}^{(1)} = \frac{q_{av}^{(0-1)} + q_{av}^{(0)}}{2} \quad (18)$$

13. We calculate the average temperature in the channel

$$t_{av}^{(1)} = \frac{t_{(0)} + T_{(s)}^{(0)}}{2} \quad (19)$$

14. We determine the value of the coefficient A to calculate by the formula (5) in the first step of iteration, based on the value $t_{av}^{(1)}$, i.e.

$$A^{(1)} = f(t_{av}^{(1)}) \quad (20)$$

Superscript (1) denotes an iteration number.

15. Next, we calculate the average value of the heat transfer coefficient in the evaporation channel in the first iteration step

$$\alpha_{av}^{(1)} = A^{(1)} \cdot q_{av}^{(1)} \left(\frac{Re_0 \mu}{d} \right)^{0,2} \cdot d^{-0,2} \quad (21)$$

We take into account that the calculation of all thermo-physical quantities in the channel (except for the complex $(\frac{Re_0 \mu_0}{d})^{0,2}$) at the first iteration step is made based on the average temperature of the cooler that is on the saturation line.

16. After that we compute the length of the smooth-wall evaporative channel in the first iteration step

$$l^{(1)} = \frac{Re_0 \cdot \mu_0 \cdot r}{4q_{av}^{(1)}}. \quad (22)$$

17. Then we find the pressure drop in the first step of iteration

$$\Delta P^{(1)} = f v'' \cdot x_{av} \cdot (l^{(1)}/d) \cdot (\rho_w)^2 \quad (23)$$

or

$$\Delta P^{(1)} = f v'' \cdot x_{av} \cdot (l^{(1)}/d) \cdot (\frac{Re_0 \mu_0}{d})^2 \quad (24)$$

18. Further, we determine the pressure and temperature on the saturation line in the outlet section of the evaporating channel

$$P_{(s)2}^{(1)} = P_0 - \Delta P^{(1)}; \quad T_{(s)2}^{(1)} = f(P_{(s)2}^{(1)}). \quad (25)$$

19. Next, we calculate the temperature head in the inlet section and temperature head in outlet section of the channel, as well as the average temperature head along the channel length:

$$\Delta t_{(1)1} = t_w - t_0; \quad \Delta t_{(1)2} = t_w - T_{(s)2}^{(1)}$$

$$\Delta t_{av}^{(1)} = \frac{\Delta t_{(1)1} + \Delta t_{(1)2}}{2} \quad (26)$$

20. After this, we calculate the value of the average specific heat flux in the channel at the first iteration step based on the value of $\Delta t_{av}^{(1)}$:

$$q_{av}^{(1-1)} = \alpha_{av}^{(1)} \cdot \Delta t_{av}^{(1)} \quad (27)$$

21. Then we find the total amount of heat perceived by the channel based on the average specific heat flux $q_{av}^{(1-1)}$ and channel length $l^{(1)}$ that were obtained at the first iteration step:

$$Q^{(1-1)} = q_{av}^{(1-1)} \cdot \pi d l^{(1)} \quad (28)$$

22. We compare the value of the total amount of heat perceived by the channel, obtained by calculating at the first iteration step, with the value of the amount of heat

required for evaporation of a given coolant flow rate and calculated from the values of thermo-physical properties of the flow at the channel entrance:

$$\Delta^{(1)} = \frac{Q^{(1-1)} - Q^{(0)}}{Q^{(1-1)}} \cdot 100 \% \quad (29)$$

23. If the value $\Delta^{(1)} \leq 1\%$, we stop the computation process and take the values of $l^{(1)}$, $q_{av}^{(1-1)}$ and $\Delta P^{(1)}$ as final.

If the value of $\Delta^{(1)} > 1\%$, we organize the calculation at the second iteration step in the same way as the first iteration step, starting with formula (18) to formula (29), etc.

Conclusion. The above recalculating technique allows the calculation of the thermal-hydraulic characteristics of direct-flow cylindrical steam generators operating on a Freon coolant for boundary conditions of the first kind. This technique was created for the purpose of subsequent calculations of the heat-hydraulic efficiency of direct-flow cylindrical steam generators and was implemented in the form of a calculation program.

Bibliographic references

1. **Гоголин, А. А.** Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин [Текст] / А. А. Гоголин, Г. Н. Данилова, В. М. Азарсков, Н. М. Медникова // Под ред. д.т.н., проф. А. А. Гоголина. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. – 224 с.
2. **Bo-Pierre.** Stromingsmotstand wid kokande kölmedier // Kylteknisk Tidskrift, 1959, № 5, S. 225–259; 1957, № 6, S. 231–242.
3. **Варгафтик, Н. Б.** Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей [Текст] / Н. Б. Варгафтик. – М.: Наука, 1972. – 720 с.

Надійшла до редколегії 05.09.2019

УДК 539.3

Т. Д. Демченко, Е. В. Семененко

Інститут геотехнічної механіки ім. Н.С. Полякова НАН України

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ БЕЗНАПОРНЫХ ТЕЧЕНИЙ ЖИДКОСТИ С РАСТЕНИЯМИ, ПЛАВАЮЩИМИ НА СВОБОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ

Предложена математическая модель течения жидкости в канале прямоугольного сечения и в прудке-осветлителе с растениями, плавающими на свободной поверхности. Математическая модель основана на использовании уравнения Навье-Стокса для плоской задачи медленного стационарного течения вязкой жидкости в двух областях: свободный безнапорный поток жидкости и поток жидкости в пористом слое, образованном корнями гиацинтов, плавающих на поверхности жидкости. Дано построение математической модели безнапорного течения жидкости с растениями, плавающими на свободной поверхности, и определения скорости течения воды в зависимости от параметров приповерхностного слоя, где сосредоточены корневые системы растений.